

Библиографический список

1. Пеньков, В.Ю. Энгель. О минимизации шума лопастных насосов. Горные машины: Сборник трудов института НИПИГОРМАШ.- Свердловск, 1969. С. 208-211.
2. Энгель В.Ю. Роторно-гидравлические машины объемного гидропривода. Проблемы. Расчет. Экология. - Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1994.-157 с.
3. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А. и др. -М: Машиностроение, 1969. -496 с.
4. Отчет о НИР "Исследование серийных и перспективных конструкций гидромашин новыми методами с целью улучшения их эргономических показателей (заключительный), тема ГП-33/83, книга III. Приложения. - Ивanteeвка, Моск. обл., 1985. 285 с.

**АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ИЗЛУЧЕНИЕ ШУМА
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫМИ ГИДРОМОТОРАМИ**

В.Ю. ЭНГЕЛЬ канд. техн. наук, доц.

Уральский государственный технический университет

Распределитель аксиально-поршневой гидромашин (АПГ) содержит два дугообразных окна, которые сообщаются с вращающимися цилиндрами. В процессе быстрого сообщения каждого цилиндра, заполненного жидкостью низкого давления, с окном высокого давления распределителя (процессе коммутации) происходит гидравлический удар, вызывающий интенсивные колебания давления. Эти колебания давления вызывают высокочастотные вибрации стенок АПГ, которые в зависимости от величины собственных колебаний стенок переходят в вынужденные колебания с соответствующей амплитудой. Последние подобно колебаниям мембраны воздействуют на окружающий воздух, преобразуя при этом вибрации в нежелательный звук, т.е. шум. Все опубликованные работы по выявлению связи между процессом

коммутации и шумом базируются на гидродинамике струй жидкости, участвующих в этом процессе. В данной работе для получения формулы, позволяющей проанализировать факторы, которые влияют на излучение шума АПГ под воздействием указанных колебаний, гидромашина в первом приближении представлена как жесткий круглый стержень, закрепленный на упругом элементе, имеющем жесткость C и совершающий крутильные колебания относительно оси вала (рис. 1).

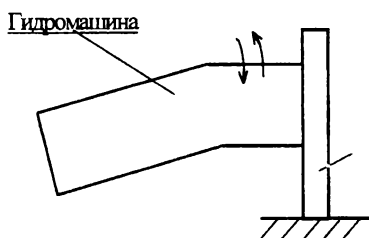


Рис. 1 Установка АПГ на жесткости

Уравнение крутильных колебаний имеет вид:

$$I_g \partial^2 \Theta(t) / \partial t^2 + c \Theta(t) = M(x, t) \quad (1)$$

где I_g - полярный момент инерции относительно оси вращения вала АПГ;
 c - жесткость упругости при колебаниях, $c = I E / L$; I - погонный момент инерции жесткости, E - модуль сдвига материала жесткости; Θ - угол поворота корпуса АПГ при крутильных колебаниях; M - момент крутильных колебаний; L - длина корпуса.

Уравнение (1) можно записать в виде [1, 2]

$$\partial^2 \Theta(t) / \partial t^2 + \omega_0^2 \Theta(t) = M(x, t) / I_g \quad (2)$$

где $\omega_0 = (c / I_g S)$ - собственная частота крутильных колебаний на жесткости.

Произведя прямое и обратное преобразования Фурье над уравнением (2) и представив в первом приближении колебания угловой части корпуса АПГ как осциллирующие колебания стержня и представив возбуждающий момент треугольным импульсом с периодом T , получим следующее выражение для звуковой мощности, излучаемой корпусом АПГ:

$$P = \rho R^4 \pi L / 4 c_0^2 T I_g^2 \int_0^{2\omega} (\omega^5 M^2(\omega) / (c_0^2 - \omega^2)^2 + \eta^2 \omega_0^4) d\omega \quad (3)$$

Здесь: ρ - плотность жидкости; R - радиус поперечного сечения корпуса АПГ; c_0 - скорость звука в воздухе; ω - частота вынужденных колебаний корпуса; η - коэффициент потерь энергии материала корпуса [1].

Проанализируем выражение (3) с точки зрения влияния конструктивных параметров (L , R , I_g), эксплуатационных факторов (M) и периода (T) на звуковую мощность P , излучаемую АПГ.

Увеличению P способствует рост трех параметров: L , R и M . Наиболее сильно влияет увеличение R , однако как будет видно ниже, этот параметр полностью нейтрализуется членом I_g . Рост L увеличивает P . Заметно возрастает P даже при относительно небольшом росте M . Это важно знать на стадии проектирования новых АПГ.

Особо следует остановиться еще на двух параметрах: T и I_g . Из уравнения (3) видно, что для снижения P период T между двумя соседними импульсами колебаний нужно увеличивать. Следовательно, с целью уменьшения P процесс коммутации, описанный в начале этой статьи, необходимо растягивать во времени. Этот вывод хорошо согласуется с результатами исследований многих авторов, полученных либо экспериментальным путем [3], либо, исходя из уравнений массопереноса при коммутационных процессах [4]. Влияние I_g становится ясным, если учесть его зависимость от массы сплошного круглого стержня в первой степени и от радиуса стержня в квадрате. Из этого вытекает: а) P не зависит от R , так как R в числителе и знаменателе сокращаются, б) для снижения P массу АПГ следует увеличивать, что нецелесообразно с точки зрения ухудшения габаритно-весовых характеристик АПГ. С другой стороны масса есть произведение плотности материала стержня на его объем. Следовательно, сохраняя объем АПГ постоянным, можно снизить P , увеличив плотность материала. При этом габариты останутся неизменными.

Применение материалов с увеличенной плотностью дает существенное снижение виброскорости поверхности АПГ и, как следствие, уменьшение звуковой мощности. Так по данным испытаний, проведенных в лаборатории гидропневмопривода ПО «Пневмостроймашина» (г. Екатеринбург), АПГ марки 210.25, изготовленные из чугуна имеют величину виброскорости в 2,8 раза меньше, чем из алюминиевого сплава. Однако при этом вес АПГ увеличился в 2,1 раза.

Таким образом, наиболее эффективным способом снижения звуковой мощности АПГ с точки зрения габаритно-весовых характеристик является растягивание в разумных пределах периода T процесса коммутации. Это экспериментально подтверждено многими исследованиями. Достаточно сослаться на работы [3, 4].

Библиографический список

1. Енбаев. В.С., Вавилов В.А, Шихов В.Н. Излучение звука продольными волнами буровых штанг пневмоударных машин // Известия ВУЗов. Горный журнал, N8, 1976. С. 63-68.
2. Исследование шумоизлучения гидроприводов гидрофицированных бурильных машин. Отчет по НИР, инв. № Б 807806, № гос. рег. 79003622, 26.12.79.
3. Ямаучи К., Ямомото Т. Шумы, производимые гидронасосами, и метод их контроля. // Митсубиси Хэви индастриз. Техникал Ревью, 1976. Т. 13, № 1. С.19-26 (Перевод с яп. яз., ГПНТБ РФ, № 79/57999).
4. Запорожец В.П., Фурсенко А.К. Исследование процесса выравнивания давления в рабочей камере аксиально-поршневой гидромашины с торцевым распределением // Вестник машиностроения, 1989, № 4. С. 18-20.